

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Přenosný manipulační jeřáb o nosnosti 125 a 350 kg

Portable Manipulating Crane for Lifting Capacity

125 and 350 kg

Student:

Lukáš Buranský

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

OSTRAVA 2009

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Přenosný manipulační jeřáb o nosnosti 125 a 350 kg

Portable Manipulating Crane for Lifting Capacity 125 and 350 kg

Student: Lukáš Buranský
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 2302R010-40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Pracoviště: Katedra částí a mechanismů strojů – 347

Zásady pro zpracování:

1. Popis stávajícího stavu a cíl řešení.
2. Koncepty řešení.
3. Výběr konkrétní varianty, konstrukční návrh a výpočty s ohledem na následující podmínky:
 - nosnost 125 kg a 350 kg
 - provedení obou variant nosnosti řešit pro upevnění na stěnu a na podlahu
 - vyložení břemene (670 až 1150) mm
 - výška zdvihu břemene minimálně 1765 mm
 - maximální hmotnost samostatně přenosné části 25 kg
 - materiál pro výrobu jeřábu – hliníková slitina
 - součástí řešení se předpokládá kompletní pevnostní výpočet a doporučení technologie svařování hliníkových dílů
 - výrobní náklady v materiálovém provedení hliník nesmí překročit náklady v provedení z nerezové oceli.

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb.- autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst.3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce.
- souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřou licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla naloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č.111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

Lukáš Buranský

Lukáš Buranský

Nová 1828

Hranice 753 01

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

BURANSKÝ, L. *Přenosný manipulační jeřáb o nosnosti 125 a 350 kg*. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní, VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 38 s. Bakalářská práce, vedoucí Pištáček, D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukcí jeřábu. Jedná se o čtyři varianty řešení. Tyto varianty jsou pro sílu od zatěžujícího břemene 350kg nebo 125kg, a každá z těchto variant je dále rozdělena dle uložení jeřábu. U všech případů je použito obdobné konstrukce, která se liší pouze díky uložení jeřábu.

Práce obsahuje statický výpočet, ve kterém se řeší velikost působících sil v určených bodech, dále pak výsledné reakce a klopný moment v uložení. Další náplní práce je pevnostní výpočet, kde se např. posuzuje čepové připojení ramene ke sloupu, dále pak svarové spoje, řetěz a v neposlední řadě také samotné rameno namáhané na vzpěr. Aby bylo docíleno úplnosti zadání, bakalářská práce obsahuje také zohlednění ekonomického hlediska, posouzení technologie svařování atd.

ANNOTATION OF THESIS

BURANSKÝ, L. *Portable manipulating crane for lifting capacity 125 and 350 kg*. Ostrava: Institut parts of machines and mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering, VSB-Technical University of Ostrava, 2009, 38 p. Bachelor thesis, leading Pištáček, D

Bachelor's thesis deals on construction of crane. There are four alternatives. There are options for power from the burdensome load 350 kg or 125 kg and each of these variations is further divided according the imposition of a crane. In all cases is used a similar structure, which differ only through the imposition of a crane.

The work contains a static calculation, which solves the size of active forces in the designated points, then the resulting response and overturning moment in the deposit. Another strength is the calculation, where for example assesses the tap connection to the arm pillar, then weld joints, chain and ultimately shoulder for props. To achieve completeness of the award, bachelor thesis also contains an economic point of view, assessment of welding technology etc.

1 Přehled použitých označení a jejich jednotek	8
2 Úvod.....	11
2.1 Rozdělení zdvihacích zařízení.....	11
2.2 Přehled vývoje zdvihacích zařízení.....	11
2.3 Rozdělení jeřábů.....	12
2.4 Konstrukční zásady	13
2.5 Řešený případ	13
3 Statický výpočet jeřábu	15
3.1 Stanovení výsledné bezpečnosti.....	16
3.2 Výpočet zatěžující síly	17
3.2.1. Pro zatížení 350 kg	17
3.2.2. Pro zatížení 125 kg	17
3.3 Výpočet zatížení v ose kladky a navijáku	17
3.3.1 Maximální vyložení a zatížení 350kg.....	17
3.3.2 Minimální vyložení a zatížení 350kg	17
3.3.3 Zatížení 125 kg	19
3.4 Obecný výpočet reakcí	20
3.4.1 Varianta zatížení 350 kg.....	22
3.4.2 Varianta zatížení 125 kg.....	23
3.5 Shrnutí	24
4 Pevnostní výpočet	25
4.1 Volba a vlastnosti materiálu	25
4.2 Posouzení čepového připojení vzpěry ke sloupu	25
4.2.1 Ohyb	25
4.2.2 Otlačení.....	26
4.3 Posouzení svarového spoje.....	27
4.3.1 Pro maximální vyložení.....	27
4.3.2 Pro minimální vyložení	28
4.3.3. Technologie svařování.....	29
4.4 Posouzení průřezu spojovacího řetězu	29
4.5 Posouzení kotvení ocelové objímky na stěnu.....	30

4.6 Výpočet ramene na vzpěr	31
4.6.1 Maximální vyložení	32
4.6.2 Minimální vyložení.....	32
5 Výrobní náklady	33
5.1 Výpočet hmotnosti	33
5.2 Ekonomické hledisko	34
6 Závěr	35
7 Literatura	36
8 Přílohy	37
9 Poděkování	38

1. LEGENDA POUŽITÝCH SYMBOLŮ

A	<i>otlačovaná plocha</i>	$[mm^2]$
a_1	<i>tloušťka kotevních desek</i>	$[mm]$
a_2	<i>tloušťka svaru</i>	$[mm]$
b_1	<i>mezera mezi kotevními deskami</i>	$[mm]$
b_2	<i>rameno vodorovně působící síly od osy</i>	$[mm]$
D_4	<i>vnější průměr ramene</i>	$[mm]$
D_5	<i>vnější průměr sloupu</i>	$[mm]$
d_1	<i>průměr čepu</i>	$[mm]$
d_3	<i>průměr oka řetězu</i>	$[mm]$
d_4	<i>vnitřní průměr ramene</i>	$[mm]$
d_5	<i>vnitřní průměr sloupu</i>	$[mm]$
E	<i>modul pružnosti v tahu</i>	$[MPa]$
e	<i>rameno excentricity</i>	$[mm]$
e_0	<i>svislá vzdálenost kotevních desek</i>	$[mm]$
F	<i>síla působící na svar</i>	$[N]$
F_D	<i>dovolená síla v řetězu</i>	$[N]$
F_{kr}	<i>kritická síla v prutu</i>	$[N]$
F_s	<i>smyková síla v uložení</i>	$[N]$
F_t	<i>tahová síla v uložení</i>	$[N]$
F_{vt}	<i>síla od vlastní tíhy</i>	$[N]$
F_x	<i>vodorovná složka síly působící na svar</i>	$[N]$
F_y	<i>svislá složka síly působící na svar</i>	$[N]$
F_z	<i>síla působící v ose ramene</i>	$[N]$
g	<i>tíhové zrychlení</i>	$[m \cdot s^{-1}]$

J	<i>polární moment</i>	$[mm^4]$
k	<i>výsledná bezpečnost</i>	$[-]$
k_1	<i>součinitel vyjadřující účel</i>	$[-]$
k_2	<i>součinitel vyjadřující druh provozu</i>	$[-]$
k_3	<i>součinitel spolehlivosti materiálu</i>	$[-]$
k_s	<i>bezpečnost svarového spoje</i>	$[-]$
k_{\perp}	<i>převodní součinitel</i>	$[-]$
k_{\parallel}	<i>převodní součinitel</i>	$[-]$
L	<i>kolmá vzdálenost svislé síly od svaru</i>	$[mm]$
L_4	<i>délka ramene</i>	$[mm]$
L_5	<i>délka sloupu (uložení na zed')</i>	$[mm]$
L_6	<i>délka sloupu (uložení na podlahu)</i>	$[mm]$
l_1	<i>délka čepu</i>	$[mm]$
l_2	<i>délka svaru</i>	$[mm]$
m	<i>tíha břemene</i>	$[N]$
M_a	<i>moment působící v uložení</i>	$[N \cdot m]$
M_o	<i>ohybový moment</i>	$[N \cdot m]$
M_v	<i>moment působící na kotvení</i>	$[N \cdot m]$
p_D	<i>dovolený tlak na otláčení</i>	$[MPa]$
p_1	<i>otlačení čepu</i>	$[MPa]$
R_{ax}	<i>vodorovná reakce v uložení</i>	$[N]$
R_{ay}	<i>svislá reakce v uložení</i>	$[N]$
R_{bx1}	<i>vodorovná složka zatížení v ose navijáku</i>	$[N]$
R_{bx2}	<i>vodorovná reakce na sloupu v místě B</i>	$[N]$
R_{by1}	<i>svislá složka zatížení v ose navijáku</i>	$[N]$

R_{by2}	<i>svislá reakce na sloupu v místě B</i>	$[N]$
R_{cx2}	<i>vodorovná reakce na sloupu v místě průchodu řetězu</i>	$[N]$
R_{cy2}	<i>svislá reakce na sloupu v místě průchodu řetězu</i>	$[N]$
R_{de}	<i>svislá složka zatížení v ose závěsné kladky</i>	$[N]$
R_{dx1}	<i>vodorovná složka zatížení v ose závěsné kladky</i>	$[N]$
R_e	<i>síla od zátěžného břemene</i>	$[N]$
Re	<i>pevnost v tahu</i>	$[MPa]$
Rm	<i>mez kluzu</i>	$[MPa]$
S	<i>plocha svaru</i>	$[mm^2]$
V	<i>objem</i>	$[m^3]$
v	<i>vyložení</i>	$[mm]$
W_o	<i>průřezový modul v ohybu</i>	$[mm^3]$
α	<i>úhel sklonu ramene</i>	$[^\circ]$
β	<i>součinitel tloušťky koutového svaru</i>	$[mm]$
λ	<i>štíhlost prutu</i>	$[-]$
μ	<i>koeficient pro výpočet vzpěru</i>	$[-]$
π	<i>Ludolfovo číslo</i>	$[-]$
ρ_{Al}	<i>hustota</i>	$[kg \cdot m^{-3}]$
$\sigma_{D,o}$	<i>mez únavy v ohybu</i>	$[MPa]$
$\sigma_{k,t}$	<i>dovolené napětí v řetězu</i>	$[MPa]$
σ_o	<i>ohybový moment působící na čep</i>	$[MPa]$
σ_{red}	<i>redukované napětí ve svaru</i>	$[MPa]$
τ_{II}	<i>napětí ve svaru od vodorovné síly</i>	$[MPa]$
τ_{\perp}	<i>napětí ve svaru od svislé síly</i>	$[MPa]$
τ_{\perp}^{Mo}	<i>napětí ve svaru od ohybu</i>	$[MPa]$

2. ÚVOD

2.1 ROZDĚLENÍ ZDVIHACÍCH ZAŘÍZENÍ [5]

Podle způsobu práce, dopravní vzdálenosti a zásadního konstrukčního provedení se zdvihací zařízení obvykle rozdělují na tři kategorie:

- zdvihadla (přemisťují břemena pouze ve svislém směru)
- jeřáby (přemisťují břemena svislým a vodorovným pohybem ve vymezeném prostoru)
- výtahy

2.2 PŘEHLED VÝVOJE ZDVIHACÍCH ZAŘÍZENÍ [5]

V počátcích vývoje lidské společnosti se břemena přemisťovala jen lidskou silou, a to zpravidla přímým působením. Postupně vznikaly pomocné prostředky a zařízení, zejména pro dopravu těžších břemen, jimiž si člověk práci usnadňoval nebo vůbec umožňoval, anebo jimiž si zkracoval čas potřebný k práci. Těmto zařízením dodávali hnací sílu zprvu stále ještě lidé nebo tažná zvířata, ačkoli již před více než dvěma tisíciletími se k pohonu některých strojních zařízení, např. mlýnů, začalo používat i energie vody a větru.

Zařízení pro přemisťování břemen ve vodorovném směru se od nejstarších dob až do první průmyslové revoluce prakticky nezměnila. Pro přemisťování břemen ve svislém směru vyžadovaly však postupně se měnící výrobní poměry stále výkonnější zařízení. Nejnaléhavěji bylo těchto zdvihacích zařízení třeba v přístavech, jejichž význam s rozvíjejícím se obchodem neustále rostl. Tato zařízení pracovala na principu rumpálu s tzv. šlapacím kolem, které poháněli lidé.

Mechanické energie se začalo používat ke zvedání břemen nejdříve v hornictví, a to rumpály hnanými vodou. Zdvihací výšky byly již poměrně značné, desítky metrů, avšak břemena byla lehčí.

Teprve parní pohon o němž je první zmínka roku 1820 umožňuje splnit požadavek, kladený na zdvihací zařízení, tj. vyšší nosnost za účelem vyššího výkonu. Stejně snadno jako zvyšovat nosnost lze nyní i zrychlovat pohyb břemena.

Elektrický pohon (první jeřáb z roku 1887) přináší další výhody, zejména pokud jde o provozní a ekonomickou stránku. Nosnost největších jeřábů dnes přesahuje 400 tun a není problém postavit zařízení o mnohem větší nosnosti, pokud by jich bylo třeba.

2.3 ROZDĚLENÍ JEŘÁBŮ [5]

Přihlíží se zpravidla k celkovému tvaru nebo tvaru charakteristické části, druhu pohonu, druhu pohybu, druhu práce a místu použití.

- a) Celkový tvar: Druh jeřábu určuje zejména jeho nosná konstrukce, která udává zpravidla i jeho celkový tvar.

Rozeznáváme: - mostové jeřáby

- portálové a poloportálové jeřáby
- sloupové a věžové jeřáby
- konzolové jeřáby
- silniční a kolejové jeřáby
- plovoucí jeřáby
- lanové jeřáby

- b) Druh pohonu: Má podstatný vliv na charakter jeřábu. Může být elektrický, spalovacím motorem, hydraulický, pneumatický nebo ruční. Dříve používaný parní pohon byl již vytlačen pohonem elektrickým.

- c) Druh pohybu: Podle druhu pohybu celého jeřábu nebo jeho části mohou být jeřáby nepojízdné, pojízdné, otočné, plovoucí a se sdruženými pohyby.

Jeřáby otočné přemísťují břemena otáčením na proměnném nebo neproměnném vyložení. Mohou být pojízdné, nebo nepojízdné.

d) Druh práce a místo použití: Podle tohoto hlediska rozlišujeme např. jeřáby montážní, dílenské, hutní, nádvorní, skládkové, stavební, železniční, přístavní, rudištní atd.

2.4 KONSTRUKČNÍ ZÁSADY [6]

Jeřábová konstrukce musí být při dostatečné únosnosti a tuhosti především lehká, aby se zmenšily výrobní a provozní náklady. Nesmí být příliš rozměrná, aby se nezvětšovaly neúměrně rozměry budov a zařízení.

Zavedením svařování do výroby nosných konstrukcí se dosáhlo značného zjednodušení konstrukce a zmenšení její váhy průměrně o 15 až 25 %. Vedle konstrukcí z válcovaných profilů se uplatňují také konstrukce z trubek.

Snaha zmenšit co nejvíce váhu nosných jeřábových konstrukcí vede konstruktéra k výzkumu užití lehkých kovů – slitin hliníku. Jejich měrná váha je asi 2,8krát menší než měrná váha oceli. Dají se z nich vyrábět profily různých tvarů jako z oceli a lze je spojovat svařováním nebo nýtováním v nosné celky. Nevýhodou je jejich malý modul pružnosti, asi třetina hodnoty modulu pružnosti oceli a tedy velké deformace, které musejí zachytit robustnější konstrukce.

2.5 ŘEŠENÝ PŘÍPAD

Cílem bylo navrhnout jeřáby v materiálové variantě hliníkové slitiny na požadované parametry: - nosnost 125 a 350 kg

- provedení obou hmotnostních variant pro upevnění na stěnu a na podlahu
- výška zdvihu břemene 1765 mm
- vyložení břemene 670 až 1150 mm
- maximální hmotnost samostatně přenosné části 25 kg
- ekonomické hledisko

Konstrukce jeřábu je tvořena sloupem 115x5 mm. Ke sloupu jsou pomocí oboustranných koutových svarů přivařeny kotevní desky s otvory pro čep výložníku.

Výložník jeřábu je tvořen ocelovou trubkou profilu 60x4 mm, která je na konci kloubově uchycena ke sloupu.

Spojení horního konce sloupu s koncem vzpěry zajišťuje spojovací řetěz.

Pro zvedání břemen bude použito lanového navijáku ALKO 500 kg s ručním navíjením.

Zařízení slouží k vydělávání čerpadel a podobně z nádrží za účelem pravidelné údržby nebo opravy.

Od každého čerpadla je vyveden nad hladinu řetěz a za tento řetěz je poté následně zaháknut na hák při případné manipulaci. Nádrží je v objektu celá řada a proto je jeřáb přenosný a zasazuje se do patky, která je buď přišroubována na zdi nebo na podlaze. V patce se může jeřáb otáčet a je možno nastavit vzdálenost vyložení břemene pomocí řetězu.

Články řetězu označující maximální a minimální vyložení jsou označeny červenou barvou.

3. STATICKÝ VÝPOČET JEŘÁBU

Nejprve byla navržena konstrukce jeřábu odpovídající potřebám zadání.

Pro stanovení schémat konstrukce bylo bráno v potaz vyložení břemene a výška zdvihu břemene, jednalo se o práci s goniometrickými funkcemi.

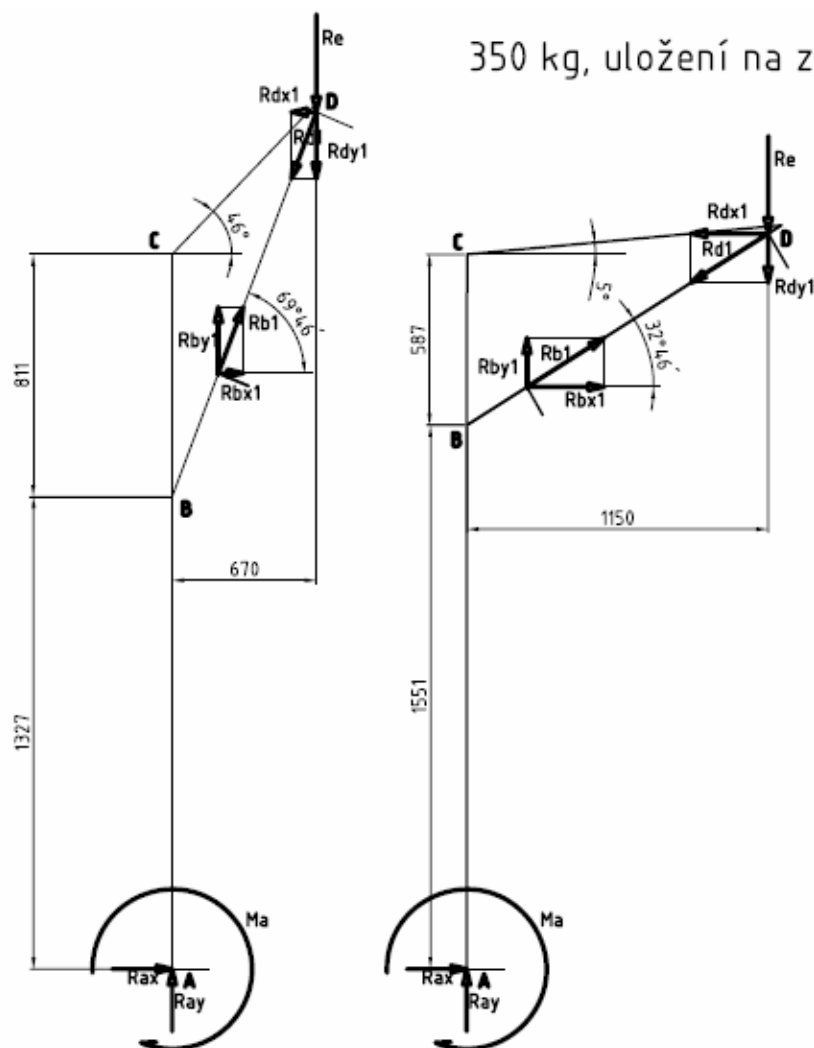
Bylo stanoveno zatížení v ose závěsné kladky a v ose navijáku.

Tento postup byl aplikován na minimální a maximální vyložení.

Úvaha byla taková, že jednotlivé části jeřábu jsou spojeny kloubovými vazbami.

Navržená konstrukce je u všech druhů stejná, liší se délkami sloupů u jednotlivých variant uložení.

Pro názornost je zobrazena varianta uložení na zed'.



Obr.1: Schéma konstrukce

3.1 STANOVENÍ VÝSLEDNÉ BEZPEČNOSTI

Výsledná bezpečnost je dána součinitelem dílčích bezpečností.

kde k_1 je součinitel vyjadřující účel počítané součásti a volí se dle tabulky I-1

Druh mechanismu	k_1
Mechanismus zdvihu pro:	
Ruční jeřáby	1,2
Jeřáby s hákem	1,3
Jeřáby s magnetem	1,2
Jeřáby s drapákem	1,2
Licí jeřáby, které dopravují horký kov	1,5

Tab.I-1

Volím $k_1 = 1,2$

k_2 - součinitel bezpečnosti, který vyjadřuje druh provozu a volí se dle tabulky I-2

Druh provozu	k_2
Lehký provoz	1,0
Střední provoz	1,2
Těžký provoz	1,1
Velmi těžký provoz	1,3

Tab.I-2

Volím $k_2 = 1,0$

k_3 - součinitel spolehlivosti materiálu, který se volí následovně:

$k_3 = 1,3$ pro uhlíkové oceli

$k_3 = 1,5$ pro slitinové a tepelně zpracované oceli

Volím $k_3 = 1,5$

Výsledná bezpečnost je tedy:

$$k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \quad (1.1)$$

$$k = 1,2 \cdot 1,0 \cdot 1,5$$

$$k = 1,8$$

3.2 VÝPOČET ZATĚŽUJÍCÍ SÍLY

3.2.1 Pro zatížení 350 kg

$$R_e = m \cdot g = 350 \cdot 9,81 = 3433N \quad (1.2)$$

3.2.2 Pro zatížení 125 kg

$$R_e = m \cdot g = 125 \cdot 9,81 = 1226N \quad (1.3)$$

3.3 VÝPOČET ZATÍŽENÍ V OSE Kladky A NAVIJÁKU

3.3.1 Maximální vyložení a zatížení 350kg

Svislá složka zatížení v ose závěsné kladky:

$$R_{d,e} = R_e + R_{dy} = 3433 + 3433 \cdot \sin \alpha = 3433 + 3433 \cdot \sin 32,46^\circ = 5275N \quad (1.4)$$

$$R_{de} = R_{d,e} \cdot k = 5275 \cdot 1,8 = 9496N \quad (1.5)$$

Vodorovná složka zatížení v ose závěsné kladky:

$$R_{d,x} = -R_{dx} \cdot \cos \alpha = -3433 \cdot \cos 32,46^\circ = -2896N \quad (1.6)$$

$$R_{dx1} = R_{d,x} \cdot k = -2896 \cdot 1,8 = -5214N \quad (1.7)$$

Svislá složka zatížení v ose navijáku:

$$R_{b,y} = -R_b \cdot \sin \alpha = -3433 \cdot \sin 32,46^\circ = -1842,5N \quad (1.8)$$

$$R_{by1} = R_{b,y} \cdot k = -1842,5 \cdot 1,8 = -3316N \quad (1.9)$$

Vodorovná složka zatížení v ose navijáku:

$$R_{b,x} = R_{bx} \cdot \cos \alpha = 3433 \cdot \cos 32,46^\circ = 2896N \quad (1.10)$$

$$R_{bx1} = R_{b,x} \cdot k = 2896 \cdot 1,8 = 5214N \quad (1.11)$$

3.3.2 Minimální vyložení a zatížení 350kg

Svislá složka zatížení v ose závěsné kladky:

$$R_{d,e} = R_e + R_{dy} = 3433 + 3433 \cdot \sin \alpha = 3433 + 3433 \cdot \sin 69,46^\circ = 6647N \quad (1.12)$$

$$R_{de} = R_{d,e} \cdot k = 6647 \cdot 1,8 = 11966N \quad (1.13)$$

Vodorovná složka zatížení v ose závěsné kladky:

$$R_{d,x} = -R_{dx} \cdot \cos \alpha = -3433 \cdot \cos 69,46^\circ = -1204N \quad (1.14)$$

$$R_{dx1} = R_{d,x} \cdot k = -1204 \cdot 1,8 = -2167N \quad (1.15)$$

Svislá složka zatížení v ose navijáku:

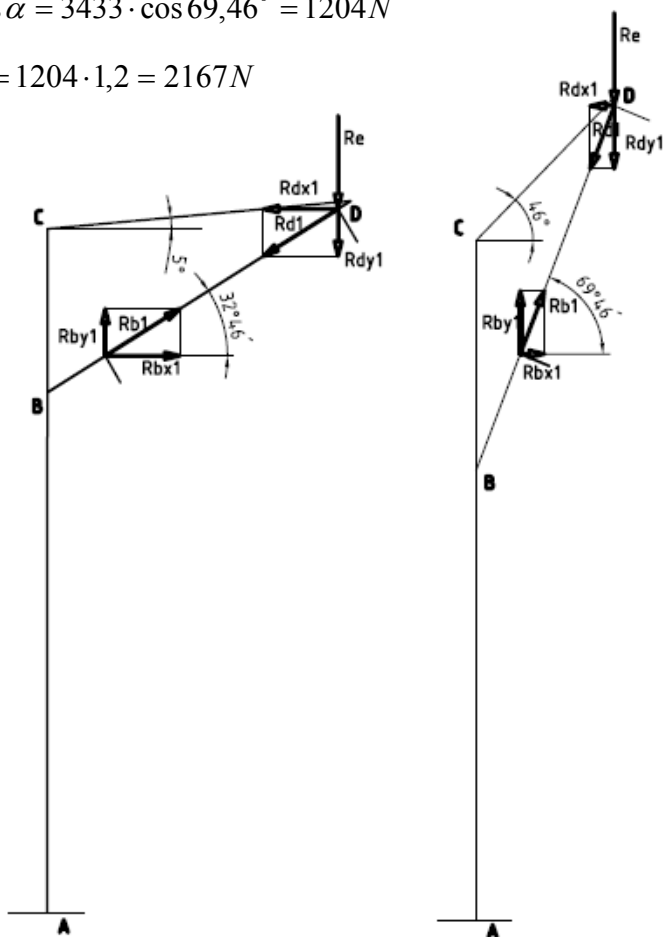
$$R_{b,y} = -R_b \cdot \sin \alpha = -3433 \cdot \sin 69,46^\circ = -3215N \quad (1.16)$$

$$R_{by1} = R_{b,y} \cdot k = -3215 \cdot 1,8 = -5786N \quad (1.17)$$

Vodorovná složka zatížení v ose navijáku:

$$R_{b,x} = R_{bx} \cdot \cos \alpha = 3433 \cdot \cos 69,46^\circ = 1204N \quad (1.18)$$

$$R_{bx1} = R_{b,x} \cdot k = 1204 \cdot 1,2 = 2167N$$

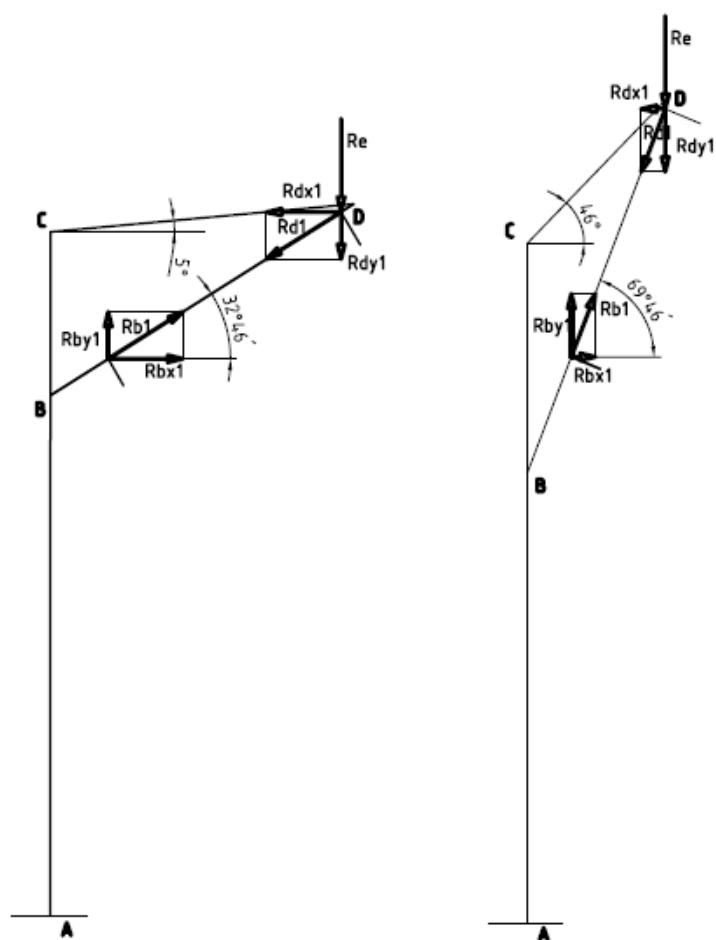


Obr.2: Schéma jeřábu při maximálním a minimálním vyložení a zatížení 350kg.

3.3.3 Zatížení 125 kg

Zatěžující hmotnost 125 kg a maximální vyložení			
R_{de}	R_{dx1}	R_{by1}	R_{bx1}
3391 N	-1862 N	-1184 N	1862 N
Zatěžující hmotnost 125 kg a minimální vyložení			
R_{de}	R_{dx1}	R_{by1}	R_{bx1}
4273 N	-774 N	-2066 N	774 N

Tab.I-3: Hodnoty zatížení v ose kladky a v ose navijáku



Obr.3: Schéma jeřábu při maximálním a minimálním vyložení a zatížení 125kg.

3.4 OBECNÝ VÝPOČET REAKCÍ

Pro demonstraci jsem si vybral variantu zatížení 350 kg.

Případ budu řešit obecně.

Vycházím z toho, že síla R_e od tíhy břemene se rozkládá do řetězu a do ramene.

Silové poměry v rameni jsou známy z kapitoly 3.3, přistoupím tedy k řešení sil na sloupu.

Vycházím z podmínky, že součet sil v ose x musí být nulový. Dále také je zjevné, že reakce R_{ax} musí být nulová, jelikož R_{dx1} je rovna R_{bx1} . Z toho tedy vyplývá, že síly na sloupu R_{bx2} a R_{cx2} jsou si rovny a jelikož mají opačnou orientaci výsledná reakce v x -ovém směru je nulová.

$$\Rightarrow R_{ax} = 0$$

Přistupuji k vyšetření reakce R_{ay} . Součet sil ve směru y musí být rovněž roven nule.

Síly R_{dy1} a R_{by1} jsou si rovny, z toho plyne, že reakce R_{ay} je rovna zatěžující síle R_e .

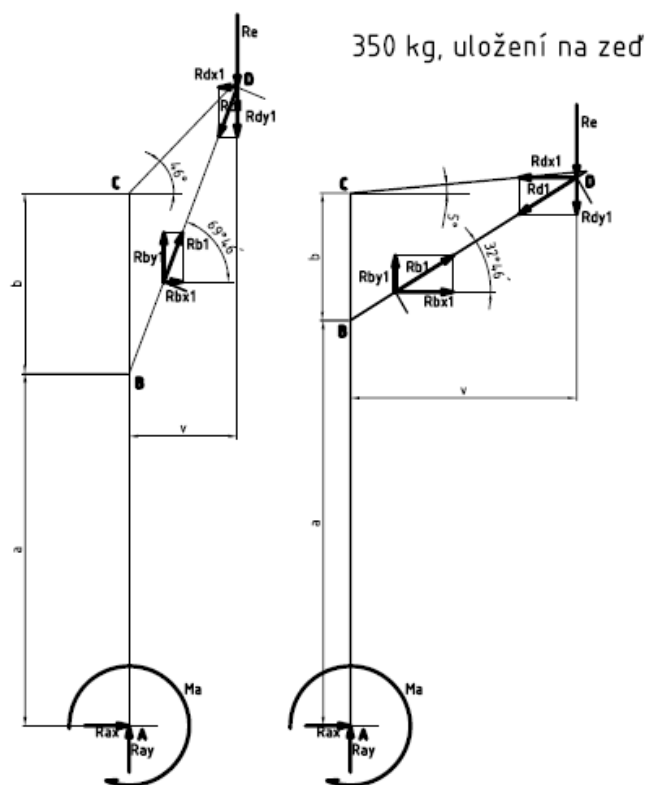
Na sloupu podmínka vypadá následovně: $R_{ay} = R_{by2} - R_{cy2}$

$$\Rightarrow R_{ay} = R_e$$

Dostávám se k výpočtu momentu působícího v uložení. Ze schématu je jasné, že moment se musí rovnat zatěžující síle R_e vynásobené ramenem v , na kterém síla působí. Výpočet momentu jde také realizovat z rovnováhy na sloupu, kdy výsledný moment by byl roven: $M_a = R_{cx2} \cdot (a + b) - R_{bx2} \cdot a$

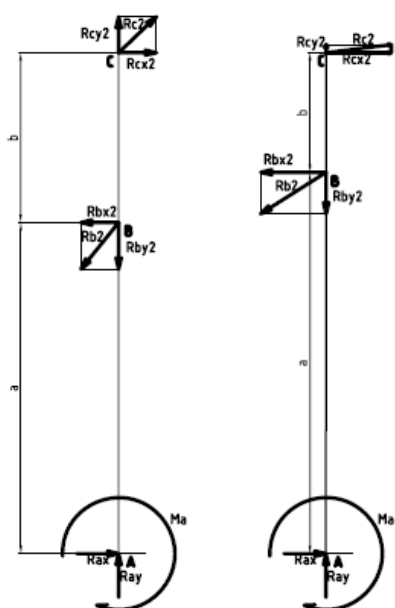
$$\Rightarrow M_a = R_e \cdot v$$

Schémata jsou uvedena na následující straně.

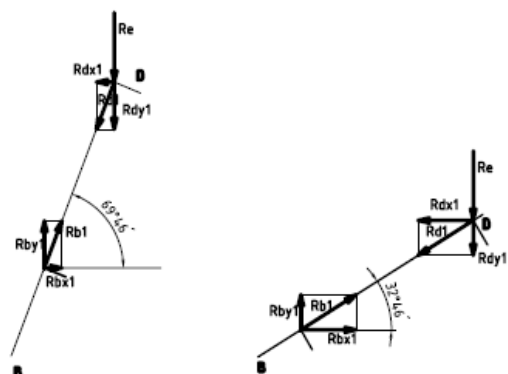


Obr.5: Schéma zatížení řetězu

Obr.4: Prutové schéma jeřábu s
uložením na zdi při zatížení 350 kg.



Obr.6: Schéma zatíženého sloupu



Obr.7: Schéma zatíženého ramene

3.4.1 Varianta zatížení 350 kg

Sílu od tíhy břemene musím také vynásobit bezpečnostním koeficientem k

$$\rightarrow R_e = R_e \cdot k = 3433 \cdot 1,8 = 6180N \quad (1.19)$$

K výsledné reakci R_{ay} přičtu ještě sílu od vlastní tíhy F_{vt} . Předpokládám

s bezpečností hmotnost celé konstrukce 30 kg.

$$F_{vt} = m \cdot g \quad (1.20)$$

$$F_{vt} = 30 \cdot 9,81 = 294N$$

Maximální vyložení:

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{ax} = 0 \quad (1.21)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ay} = R_e + F_{vt} \quad (1.22)$$

$$R_{ay} = 6180 + 294 = 6474N$$

$$\sum M_A = 0$$

$$M_a = R_e \cdot v \quad (1.23)$$

$$M_a = 6180 \cdot 1,15$$

$$M_a = 7107Nm$$

Minimální vyložení:

$$R_{ax} = 0 \quad (1.24)$$

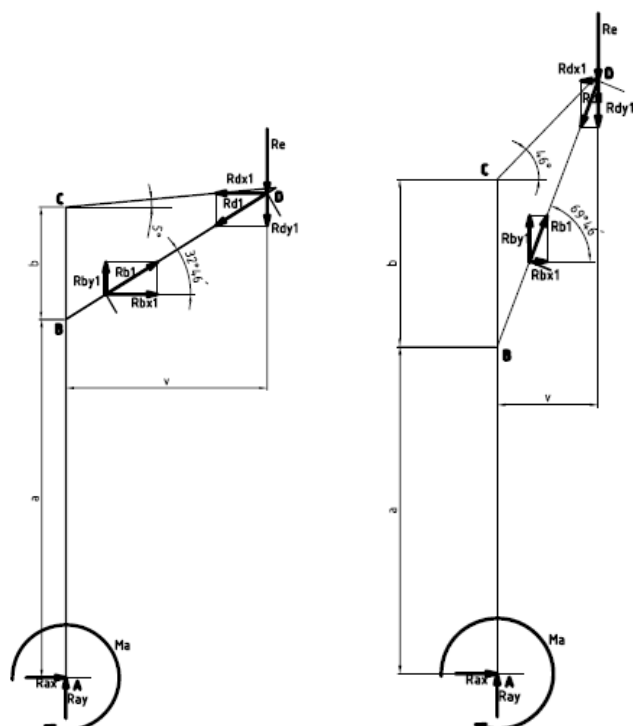
$$R_{ay} = R_e + F_{vt} \quad (1.25)$$

$$R_{ay} = 6180 + 294 = 6474N$$

$$M_a = R_e \cdot v \quad (1.26)$$

$$M_a = 6180 \cdot 0,67$$

$$M_a = 4140Nm$$



Obr.8: Schéma působení sil

3.4.2 Varianta zatížení 125 kg

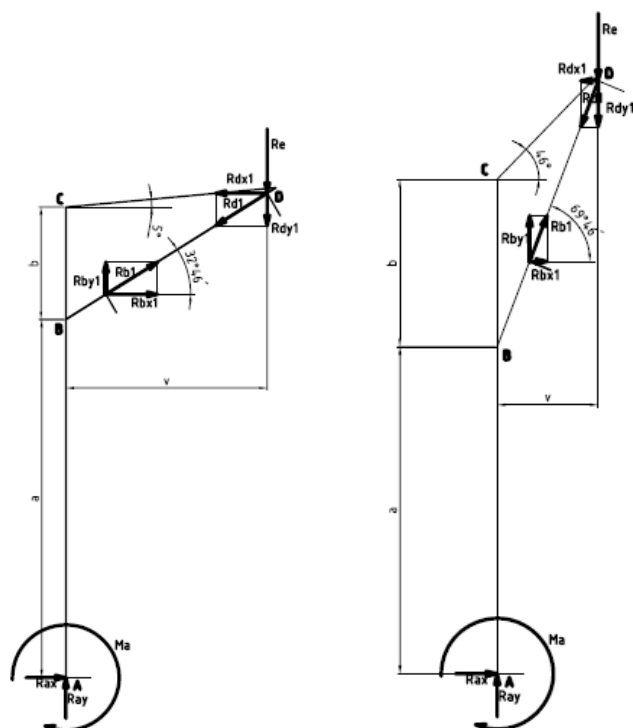
Sílu od tíhy břemene musím také vynásobit bezpečnostním koeficientem k

$$\rightarrow R_e = R_e \cdot k = 1226 \cdot 1,8 = 2207 N \quad (1.27)$$

K výsledné reakci R_{ay} přičtu ještě sílu od vlastní tíhy F_{vt} .

Zatěžující břemeno 125 kg					
Maximální vyložení			Minimální vyložení		
R_{ax}	R_{ay}	M_a	R_{ax}	R_{ay}	M_a
0 N	2501 N	2538 Nm	0 N	2501 N	1479 Nm

Tab.I-4 Velikosti reakcí a momentu u varianty zatížení 125 kg



Obr.9: Schéma působení sil

3.5 SHRNUTÍ

Z výpočtu je patrné, že při stejně navržené konstrukci působí na jeřáb jiné zatížení potažmo moment ať už z důvodu váhy břemene, uložení nebo stavu vyložení jeřábu. Budu proto pro pevnostní kontrolu počítat vždy s tím nejnepříznivějším případem.

4. PEVNOSTNÍ VÝPOČET

4.1 VOLBA A VLASTNOSTI MATERIÁLU

Volím slitinu hliníku 42 2710.1.

Mez pevnosti v tahu: $R_m = \sigma_{k,t} = 330 \text{ MPa}$

Mez kluzu v tahu: $R_e = \sigma_{p,t} = 250 \text{ MPa}$

Mez únavy v ohybu: $\sigma_{D,o} = 125 \text{ MPa}$

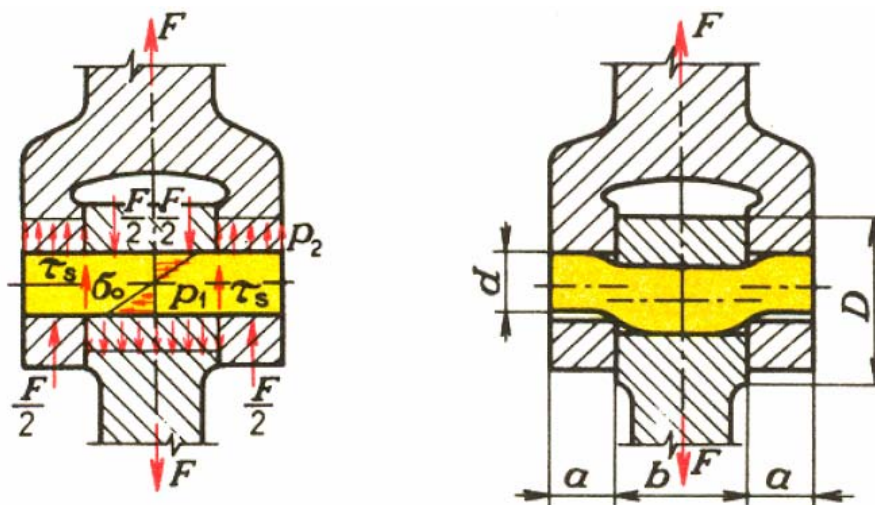
4.2 POSOUZENÍ ČEPOVÉHO PŘIPOJENÍ VZPĚRY KE SLOUPU

Předpokládá se tloušťka desek 10mm. Tyto kotevní desky se ke sloupu přivaří oboustrannými koutovými svary tloušťky min. 4 mm. Mezera mezi deskami je 20mm. Průměr čepu činí 20mm.

Uvažuji že na čep působí síla v ose ramene. Uvažuji nejnevhodnější případ zatěžující síly R_e při maximálním uložení, působící tudíž pod úhlem $32^\circ 46'$

$$\text{Působící síla: } F_z = \frac{R_e}{\sin \alpha} = \frac{6179,4}{\sin 32^\circ 46'} = 11513 \text{ N} \quad (1.28)$$

4.2.1 Ohyb



Obr.10: Znáznornění působení ohybové síly

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{D,o} \quad (1.29)$$

$$M_o = \frac{F}{2} \cdot \left(\frac{a_1}{2} + \frac{b_1}{4} \right) = \frac{F}{8} (2a_1 + b_1) \quad (1.30)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} \approx 0,1d_1^3 \quad (1.31)$$

$$\sigma_o = \frac{\frac{F_z}{8} \cdot (2a_1 + b_1)}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} = \frac{4F_z \cdot (2a_1 + b_1)}{\pi \cdot d_1^3} \leq \sigma_{D,o}$$

$$\sigma_o = \frac{4 \cdot 11513 \cdot (2 \cdot 10 + 20)}{\pi \cdot 20^3} = 73,3 MPa$$

$$\sigma_{D,o} = 125 MPa$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{D,o} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.32)$$

4.2.2 Otláčení

$$p_1 = \frac{F}{A} \leq p_D \quad (1.33)$$

$$p_1 = \frac{F_z}{b_1 \cdot d_1} = \frac{11513}{20 \cdot 20} = 28,8 MPa \quad (1.34)$$

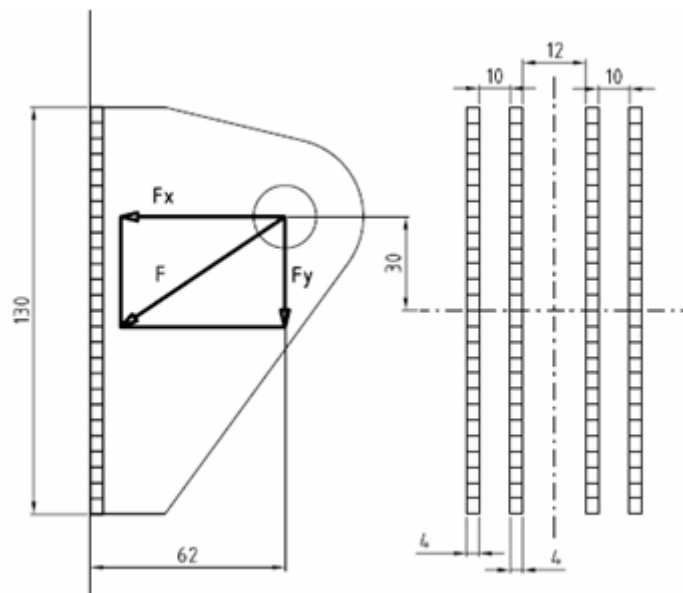
$$p_2 = \frac{F}{A} \leq p_D$$

$$p_2 = \frac{F_z}{(l_1 - b_1) \cdot d_1} = \frac{11513}{(40 - 20) \cdot 20} = 28,8 MPa \quad (1.35)$$

$$p_D = 70 MPa$$

$$p_{1/2} \leq p_D \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.36)$$

4.3 POSOUZENÍ SVAROVÉHO SPOJE



Obr. 11: Schéma svarového spoje

4.3.1 Pro maximální vyložení

Uvažuji nejnevhodnější případ a to ten, že celá složka síly R_e působí v rameni.

Pro maximální uložení platí že úhel je roven $32^\circ 46'$.

$$F_y = R_e = 6179,4 N \quad (1.37)$$

$$F_x = \frac{R_e}{\tan \alpha} = \frac{6179,4}{\tan 32^\circ 46'} = 9714 N \quad (1.38)$$

$$F = \frac{R_e}{\sin \alpha} = \frac{6179,4}{\sin 32^\circ 46'} = 11513 \quad (1.39)$$

Napětí ve svaru:

$$\text{od } F_x: \tau_{\perp} = \frac{F_x}{S} = \frac{F_x}{4 \cdot a_2 \cdot l_2} = \frac{9714}{4 \cdot 4 \cdot 130} = 4,67 MPa \quad (1.40)$$

$$\text{od } F_y: \tau_{\parallel} = \frac{F_y}{S} = \frac{F_y}{4 \cdot a_2 \cdot l_2} = \frac{6179,4}{4 \cdot 4 \cdot 130} = 2,97 MPa \quad (1.41)$$

$$\text{od ohybu: } \tau_{\perp}^{Mo} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_y \cdot L + F_x \cdot b_2}{\frac{a_2 \cdot l_2^2}{12}} = \frac{6179,4 \cdot 62 + 9714 \cdot 30}{\frac{4 \cdot 130^2}{12}} = 120 \text{ MPa} \quad (1.42)$$

výsledné napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp} + \tau_{\perp}^{Mo}}{k_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{k_{\parallel}}\right)^2} \quad (1.43)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{4,67 + 120}{0,9}\right)^2 + \left(\frac{2,97}{0,8}\right)^2}$$

$$\sigma_{red} = 138 \text{ MPa}$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z \quad (1.44)$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot (1,4 \cdot a) \quad (1.45)$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot (1,4 \cdot 4)$$

$$\beta = 1,132 \text{ mm}$$

$$\sigma_{red} = \beta \cdot \frac{Re}{k_s} \quad (1.46)$$

$$\Rightarrow k_s = \frac{\beta \cdot Re}{\sigma_{red}}$$

$$k_s = \frac{1,132 \cdot 250}{138}$$

$$k_s = 2 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

4.3.2 Pro minimální vyložení

Uvažuji nejnevhodnější případ a to ten, že celá složka síly R_e působí v rameni.

Pro maximální uložení platí že úhel je roven $69^\circ 46'$.

$$F_y = R_e = 6179,4 \text{ N} \quad (1.47)$$

$$F_x = \frac{R_e}{\tan \beta} = \frac{6179,4}{\tan 69^\circ 46'} = 2315 \text{ N} \quad (1.48)$$

$$F = \frac{R_e}{\sin \beta} = \frac{6179,4}{\sin 69^\circ 46'} = 6599 \text{ N} \quad (1.49)$$

Složky sil jsou menší než u případu s maximálním vyložení z čehož jasně vyplývá, že svar v tomto případě taktéž vyhoví.

4.3.3 Technologie svařování

Nejdůležitější částí této kapitoly je svařitelnost navrženého materiálu. Pro mou zvolenou slitinu hliníku 42 2710.1 je svařitelnost velmi dobrá.

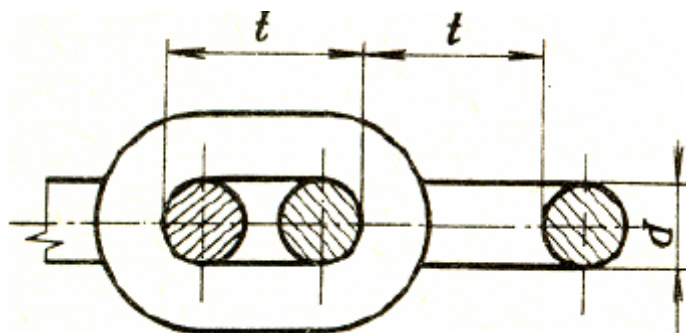
Ocelové konstrukce jeřábu se nejčastěji svařují elektrickým obloukem, zřídka plamenem a elektricky odporově.

Svařování elektrickým obloukem může být ruční, automaty, nebo poloautomaty.

Ruční svařování klade značné nároky na schopnosti svářeče. Při strojním svařování záleží na pečlivé a přesné přípravě svařovaných součástí.

Volím technologii svařování ručně, elektrickým obloukem.

4.4 POSOUZENÍ PRŮŘEZU SPOJOVACÍHO ŘETĚZU



Obr.12: Znárodnění članku řetězu

Dovolené napětí v tahu pro žíhané řetězy: $\sigma_{D,t} = 70MPa$ [11]

Síla působící v řetězu:

$$R_e = 6179,4N$$

Dovolená osová síla v řetězu:

$$F_D = 2 \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot d_3^2 \cdot \sigma_{D,t} \quad (1.50)$$

$$F_D = 2 \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot 8^2 \cdot 70$$

$$F_D = 7037N$$

$$R_e \leq F_D \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (1.51)$$

4.5 POSOUZENÍ KOTVENÍ OCELOVÉ OBJÍMKY NA STĚNU

Sloup jeřábu je otočně osazen do kotevní objímky z ocelové trubky. Na boku je objímka opatřena dvěma kotevními deskami. Svislá osová vzdálenost kotevních desek činí 380mm, přičemž osa horní kotevní desky leží 120mm pod horním okrajem betonové stěny, na kterou se jeřáb připevní.

Nejnevýhodnější případ je při působení tíhy 350 kg a při maximálním vyložení.

Kotvení objímky musí přenést zejména ohybový moment o velikosti:

$$M_a = 7107 Nm$$

Svislá reakce sloupu je tlaková a dosahuje hodnoty:

$$R_{ay} = 6474 N$$

Beru v potaz excentricitu 0,08m.

Poté tedy výsledný ohybový moment:

$$M_v = M_a + R_{ay} \cdot e \quad (1.52)$$

$$M_v = 7107 + 6474 \cdot 0,08$$

$$M_v = 7635 Nm$$

Na více namáhanou kotevní desku případně

-smyková síla o velikosti:

$$F_s = \frac{R_{ay}}{2} = \frac{6474}{2} = 3237 N \quad (1.53)$$

-tahová síla o velikosti:

$$M_v = F_t \cdot e_o \Rightarrow F_t = \frac{M_v}{e_o} \quad (1.54)$$

$$F_t = \frac{7635}{0,38} = 20092 N$$

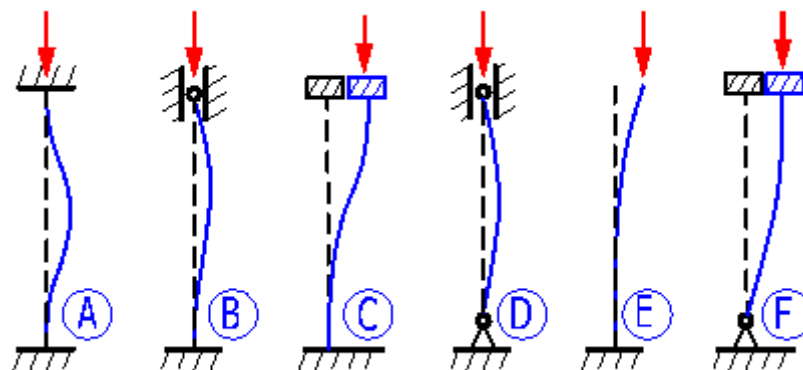
Kotevní desky jsou k betonové konstrukci připevněny dvěma kusy kotev HILTI HST M16. Kotvy se osadí do vyvrtaných otvorů v betonové konstrukci. Otvory musí mít průměr 16mm hloubku nejméně 115 mm. V kotevní desce se nacházejí dva otvory o rozteči 200mm.

Únosnost jedné kotvy je 6600N. [9]

Při čtyřech kotvách to dělá 26400N z čehož plyne, že kotvy jsou vyhovující.

4.6 VÝPOČET RAMENE NA VZPĚR

Volba koeficientu μ :



Obr.13: Schémata jednotlivých druhů zatížení

V mém případě se jedná o případ D a tomu přísluší koeficient μ roven jedné.

Rameno je duté a jeho rozměry jsou: $D_4 = 60\text{mm}$, $d_4 = 52\text{mm}$ a $L_4 = 1100\text{mm}$

Výpočet štíhlosti:

$$\lambda = \frac{4 \cdot \mu \cdot L_4}{D_4 - d_4} \quad (1.55)$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot 1 \cdot 1100}{60 - 52}$$

$$\lambda = 550$$

$$\lambda \geq 90 \rightarrow \text{výpočet dle Eulera} \quad (1.56)$$

Jedná se o tzv. pružný vzpěr – deformace probíhá dle Eulerovy hyperboly

Výpočet kritické síly:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{(\mu \cdot L_4)^2} \quad (1.57)$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 6,702 \cdot 10^4 \cdot \frac{\pi}{64} \cdot (60^4 - 52^4)}{(1 \cdot 1100)^2}$$

$$F_{kr} = 151570\text{N}$$

4.6.1 Maximální vyložení

Rameno je namáháno silou R_e působící jeho ose.

Při maximálním vyložení je síla v ose:

$$F_z = \frac{R_e}{\sin \alpha} = \frac{6179,4}{\sin 32^\circ 46'} = 11513N \quad (1.58)$$

Bezpečnost:

$$k_e = \frac{F_{kr}}{F_z} \quad (1.59)$$

$$k_e = \frac{151570}{11513}$$

$$k_e = 13,16 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

4.6.2 Minimální vyložení

Při minimálním vyložení je síla v ose:

$$F_z = \frac{R_e}{\sin \alpha} = \frac{6179,4}{\sin 69^\circ 46'} = 6599N \quad (1.60)$$

Bezpečnost:

$$k_e = \frac{F_{kr}}{F_z} \quad (1.61)$$

$$k_e = \frac{151570}{6599}$$

$$k_e = 23 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

5. VÝROBNÍ NÁKLADY

5.1 VÝPOČET HMOTNOSTI

Výpočet hmotnosti varianta připevnění na zeď:

Výpočet hmotnosti sloupu

$$m_1 = \rho_{Al} \cdot V = \rho_{Al} \cdot \frac{\pi \cdot (D_5^2 - d_5^2)}{4} \cdot L_5 \quad (1.62)$$

$$m_1 = 2708 \cdot \frac{\pi \cdot (115^2 - 105^2)}{4} \cdot 2500 \cdot 10^{-9} = 11,7 \text{ kg}$$

Výpočet hmotnosti ramene

$$m_2 = \rho_{Al} \cdot V = \rho_{Al} \cdot \frac{\pi \cdot (D_4^2 - d_4^2)}{4} \cdot L_4 \quad (1.63)$$

$$m_2 = 2708 \cdot \frac{\pi \cdot (60^2 - 52^2)}{4} \cdot 1100 \cdot 10^{-9} = 2,1 \text{ kg}$$

Celková hmotnost bez kotvení: (patrná z kusovníku)

$$m_c = 24,9 \text{ kg}$$

Výpočet hmotnosti varianta připevnění na podlahu:

Výpočet hmotnosti sloupu

$$m_{1'} = \rho_{Al} \cdot V = \rho_{Al} \cdot \frac{\pi \cdot (D_5^2 - d_5^2)}{4} \cdot L_6 \quad (1.64)$$

$$m_{1'} = 2708 \cdot \frac{\pi \cdot (115^2 - 105^2)}{4} \cdot 2000 \cdot 10^{-9} = 9,4 \text{ kg}$$

Výpočet hmotnosti ramene

$$m_2 = \rho_{Al} \cdot V = \rho_{Al} \cdot \frac{\pi \cdot (D_4^2 - d_4^2)}{4} \cdot L_4 \quad (1.65)$$

$$m_2 = 2708 \cdot \frac{\pi \cdot (60^2 - 52^2)}{4} \cdot 1100 \cdot 10^{-9} = 2,1 \text{ kg}$$

Celková hmotnost bez kotvení: (patrná z kusovníku)

$$m_c = 22,6 \text{ kg}$$

→ Požadavek na maximální hmotnost 25 kg byl v obou případech splněn.

5.2 EKONOMICKÉ HLEDISKO

Vyšší cena hliníkové slitiny je částečně vyvážena větším množstvím válcovaných výrobků z 1 t slitiny a náklady na zpracování jsou přibližně stejné jako u oceli.

Nespornou výhodou tohoto řešení je zmenšení váhy nosné konstrukce.

Závěrem bych dodal, že cena provedení jeřábu v materiálové variantě hliník je přece jen o nějaké procento nižší a tudíž bylo docíleno nižších nákladů na výrobu.

6. ZÁVĚR

Všechny dané body zadání bakalářské práce se mi podařilo splnit.

- nosnost 125 a 350 *kg*
- provedení obou variant nosnosti vyřešeno pro upevnění na stěnu a na podlahu
- vyložení břemene (670 až 1150) *mm*
- výška zdvihu břemene minimálně 1765 *mm*
- maximální hmotnost přenosné části 25 *kg*
- materiál pro výrobu jeřábu – hliníková slitina
- pevnostní výpočet a doporučení technologie svařování hliníkových dílů
- výrobní náklady

V další části bych rád věnoval pozornost některým konstrukčním věcem:

- Na sloupu jeřábu jsou přivařena madla umožňující snadnou manipulaci.
- V uložení je axiální síla zachycena kuličkou, radiální potom pouzdem.
- Jeřáb je kromě zkracovacího háku ještě vybaven převěšovacím hákem, který umožňuje manipulaci s více břemeny najednou.
- Na konstrukci jeřábu musí být viditelně označena maximální únosnost.
- Články řetězu označující maximální a minimální vyložení jsou označeny červenou barvou.
- Lano navijáku se dodá v nerezovém provedení.

Toto dílo bylo vypracováno ve spolupráci s firmou KUNST Hranice, kde mi vedení vyšlo vstříc a připravilo pro mě zadání odpovídající rozsahu bakalářské práce. Práce byla pro mě velkým přínosem, jelikož jsem poznal jak to chodí v praxi, což byl jeden z důvodů, proč jsem se rozhodl vybrat si zadání z firmy. Oživením pro mě bylo to, že jsem si mohl osvojit množství znalostí. Jednak co se týče technické stránky věci, ale také co se týče jednání s lidmi, jelikož jsem se při vypracovávání setkal s celou řadou lidí, se kterými jsem řešil ten který problém.

7. LITERATURA

- [1] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vyd. VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007, 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008, ISBN 978-80-248-1290-8.
- [2] Kaláb, K.: *Konstrukční návrh a výpočet ručního šroubového zvedáku: Vysokoškolská příručka*. [online]. 1.vyd. VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2003 [cit. 20. října 2008]. 22 s. Dostupné na World Wide Webu: <<http://www.347.vsb.cz/Files/monografie/prirucka-sroubovyzvedak.pdf>>. ISBN 80-248-0543-X.
- [3] Leinveber, J., Vávra, P.: *Strojnické tabulky*. 3.dopl.vyd. Úvaly: Albra – pedagogické nakladatelství, 2006, 914 s. ISBN 80-7361-033-7.
- [4] Kaláb, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. 1. vyd. VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1860-3.
- [5] Remta, F., Kupka, L., Dražan, F.: *Jeřáby – I. díl*. SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1974, 648 s. DT 621.873
- [6] Remta, F., Kupka, L.: *Jeřáby II*. SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1958, 392 s. DT 621.86/.87
- [7] Černoch, S.: *Strojně technická příručka I a II*. Praha, SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1968, (1-1184; 1185-2412) s. DT 621(0)
- [8] Internet: <www.alunet.cz>
- [9] Internet: <www.hilti.sk>
- [10] Internet: <www.ballario-forestello.cz>
- [11] Internet: <www.stroje-naradie.sk>

8. PŘÍLOHY

Sestavný výkres jeřábu, varianta 350 kg uložení na stěnu + kusovník

Sestavný výkres jeřábu, varianta 125 kg uložení na podlahu + kusovník

Výrobní výkres kladky; sloupu

9. PODĚKOVÁNÍ

Konstrukční stránku věci jsem konzultoval se zaměstnancem firmy KUNST Pavlem Vitíkem, jehož zkušenosti a přístup mi pomáhaly vyřešit každý problém. Statický výpočet jsem řešil s Ing. Daliborem Ředinou, kterému jsem rovněž zavázán a v neposlední řadě nesmím zapomenout na Ing. Daniela Pišťáčka, Ph.D., který mi byl po celou dobu ochotný pomoci a dal mi také celou řadu cenných rad. Dále bych chtěl poděkovat též Ing. Lence Ostřanské, která mě poskytla neocenitelné rady týkající se zejména formy zpracování práce.